特別急行列車「あさかぜ」の冷房装置

The Air Conditioning Unit for the Limited Express "Asakaze"

南部誠一 Seiichi Nanbu 日 村 寛* Hiroshi Tamura 出水 芳郎**
Yoshiro Demizu

内 容 梗 概

特別急行列車「あさかぜ」の冷房装置は、集中発電方式によるユニット式のもので、従来の車輌冷房装置と相当趣を異にしている。この新形冷房装置の概要を紹介して、さらにユニットクーラの試験およびその現車試験の結果について述べている。

1. 緒 言

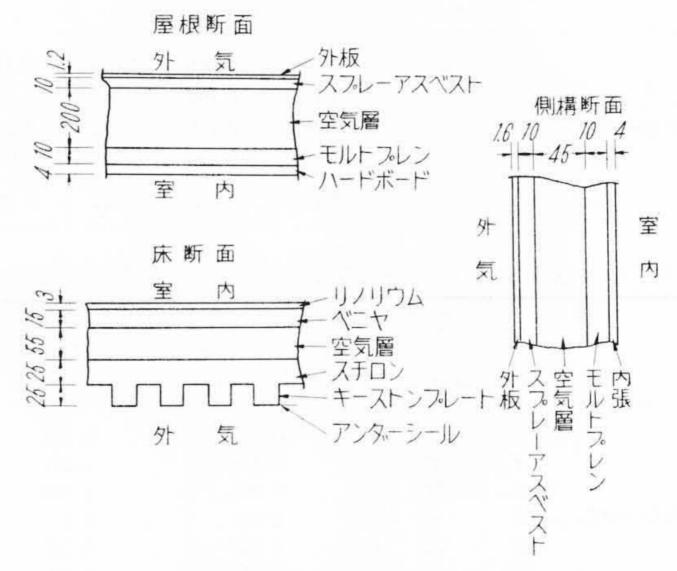
列車空気調和装置として夏季の冷房は近来必須の条件となり、冷房技術の進歩とともに信頼度が高く、取扱容易で低廉な方式についていろいろ検討されている。今回日本国有鉄道に新登場した特急「あさかぜ」は、編成列車全体を冷房するようにしたものである。「あさかぜ」は二等寝台車3輌、二等車1輌、食堂車1輌、三等寝台車5輌、三等車2輌に荷物車をかねた電源車1輌を加えた13輌編成で、電源車にはディーゼル交流発電装置を2セット設備し、三相交流 60 c/s 600 V を引通し線にて各車輌に電力を供給し、各車輌では変圧器で200 V におとして冷房装置に供電している。

冷房装置は冷媒圧縮装置,凝縮装置,空気調和装置1 式を1個のキャビネット内に収めたセルフコンテント式 のもので 12,800kcal/h の冷房能力を有し,各車輌の床 下に2台装備され,調和された空気は本装置から車体内 のダクトを通って客室内に送られる。本装置の電気制御 は車輌内に置かれた配電盤で行われる。以下この装置の 概要を紹介する。

2. 冷 房 負 荷

客室内を快適に保った冷房状態の標準としては室温 26° C, 相対湿度 55%, 気流 $0.2\sim0.5$ m/s, 換気量 1 人 あたり 17 m³/h 程度といわれている $^{(1)}$ 。

温湿度を調整し臭気塵埃を除くのみでなく,室内温度 分布,気流の分布についても快適性と密接な関係がある。 冷房負荷は壁(天井,床,側板,窓など)から侵入する 熱量,乗客発散熱量,換気による損失熱量などより決定 される。走行区間が長距離になると時刻,天候,区間に より冷房負荷も時々刻々変化するものであるが,壁を通 して外部から侵入する熱量のうち太陽輻射によるものは 大であるから,車体の断熱材料には十分考慮を払う必要 がある。



第1図 車体各部断面構造

第1図に「あさかぜ」の床,天井,側板の各断面構造が示してあるが,従来の車輌のものと比較して相当断熱効果が増大している。窓ガラスは隙間からの外気,煤煙の侵入を防止する意図からも嵌込み固定式の二重ガラスを採用し,この二重ガラスは外側に熱線吸収ガラス,内側に磨きガラスを置き,その間に乾燥空気を封入したいわゆるペアーガラスを使用し断熱効果を高めている。また鋼体の強度メンバーと車体内張りの接触する部分は直接熱が伝導で侵入しやすいので,この断熱にも十分考慮が払われ,さらに完全に冷房された車輌の内部では多少の風圧をもたせて扉そのほかの隙間から外気の侵入がないようにしてある。

次に二等車を標準として「あさかぜ」の冷房負荷を算 出してみると

外気状態 温度 32°C 相対湿度 80% 室内状態 温度 26°C 相対湿度 55% とする。 冷房負荷は

^{*} 日立製作所栃木工場

^{**} 日立製作所笠戸工場

第1表	き 冷	房	装	置	0	仕	様	
							F-6-1	_

	形	AU-22
ユニ	長 さ×幅×高 さ	1,850mm×1,230mm×800mm
ット	電	$3 \phi A.C.$ 200V $60c/s$
r	冷房容量	量 12,800kcal/h (凝縮温度50°C,蒸発温度7°C)
圧	形	FSVW 6
Jacker	シリン	6 6cyl. $52\text{mm}\phi \times 23.5\text{mm}$
縮	冷	F-12
1818	潤滑方式	内接ギヤボンプによる強制潤滑
機	電動	送 三相交流誘導電動機 5.5kW (7.5HP) 4 極
凝縮器(形	プレートフイン式 強制空冷
器	正面面積×コイル列	数 0.565m ² ×5
注	フィン材質	到 板
注水器付	送風	幾 両吸込形多翼式 $70\text{m}^3/\text{min} \times 10\text{mmAq}$
付	送風機電動相	幾 三相交流誘導電動機 0.75 kW (1 HP) 4 極
蒸	形	プレートフイン式 強制通風
7755	正 面 面 種	责 0.124m ²
発	フィン材質	〔 アルミ板
на	送風	幾 片吸込形多翼式 30m3/min×40mmAq
器	電動	幾 三相交流誘導電動機 0.75 kW (1 HP) 4 極
膨脹	形	大 外部イコライザー温度式
弁	容 力	量 6 冷凍トン
制御装置		器 配線用遮断器, 電磁接触器, 切換開閉器押ボタン,各種標示灯,標示灯用抵抗器,ヒューズ端子盤,温度調節器 形式L6018D 2-Stage ハネウエル製
保	高低圧圧力開閉	形式 DPS 104M 器 調整圧力 高圧側 15.0kg/cm ² g 低圧側 0.5kg/cm ² g
安装	凝縮器注水用圧力 閉器	形式 LPS 118 調整圧力 接 13.5kg/cm ² g 断 11.5kg/cm ² g
置	その	注水用電磁弁 也 各電動機用過負荷継電器 可溶栓

となる。

3. 冷房装置の仕様

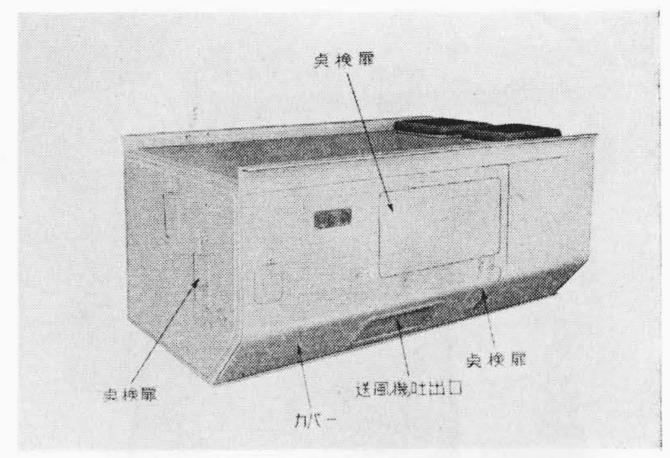
本冷房装置の仕様は第1表に示すようなものである。

4. 冷房装置の構造

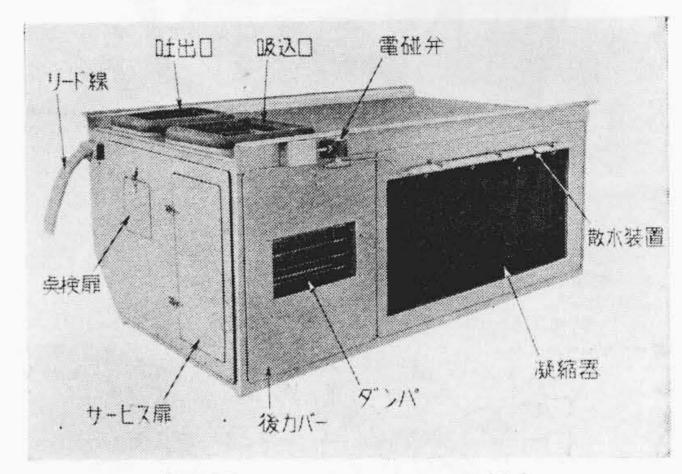
4.1 概

このユニットクーラは強固に組み立てられた枠組に圧 縮機, 凝縮器, 送風機, 電動機などを取り付けてカバー で包んだセルフコンテント式のもので、車体とはユニッ トクーラの枠を台枠にボルトで取り付けられる。第2~ 6図は本装置の構造を示す。

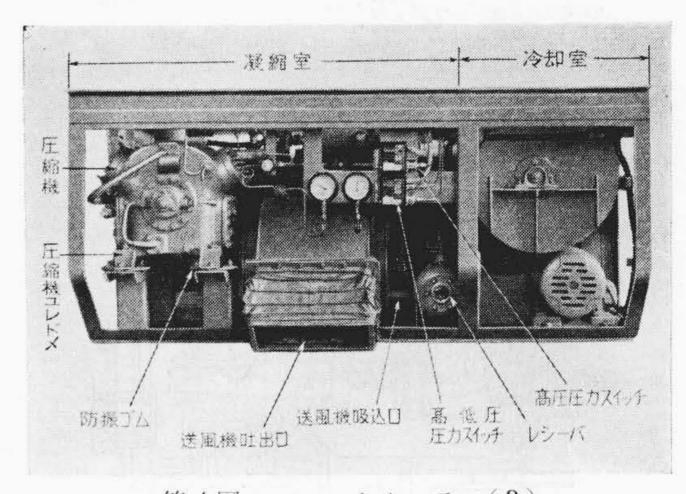
各機器は車輌の振動を考慮して強固に製作取り付けら れている。圧縮機は特に振動源となるので枠組に防振ゴ ムで支持され, さらに圧縮機の吐出, 吸入管の一部に可 **撓管を使用して耐振構造としている。カバーには点検扉** があって各部機器の操作点検が容易にできるようにして ある。



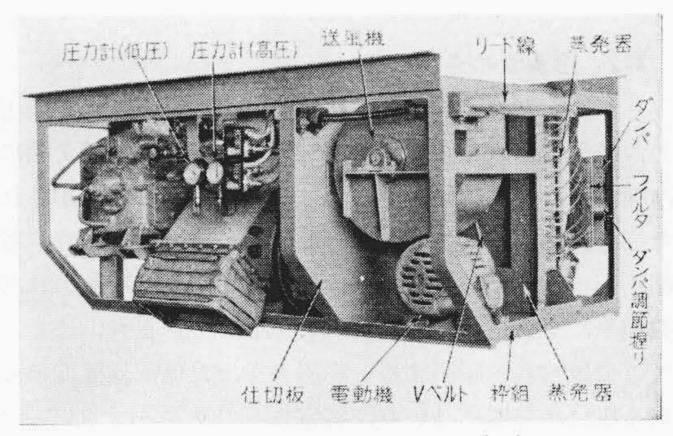
第2図 ユニットクーラ (1)



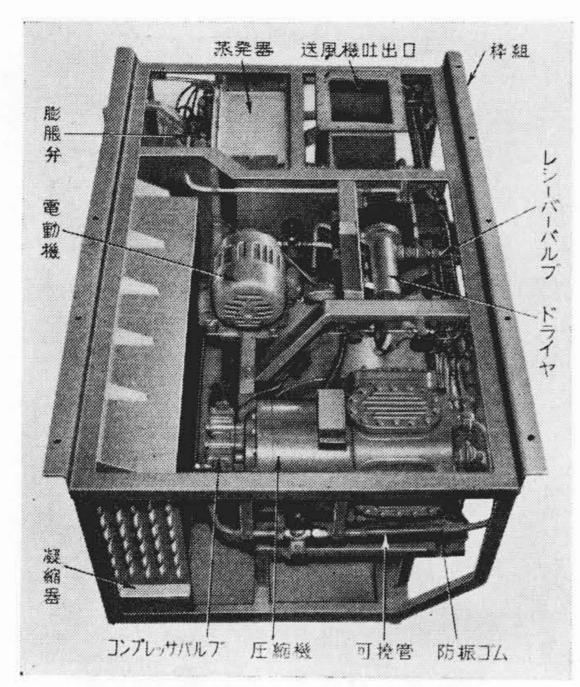
第3図 ユニットクーラ (2)



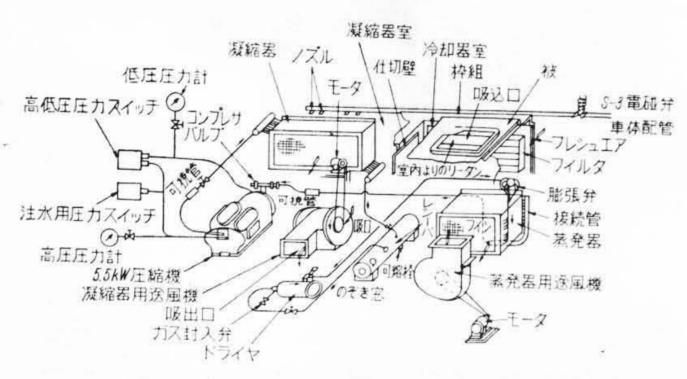
第4図 ユニットクーラ (3)



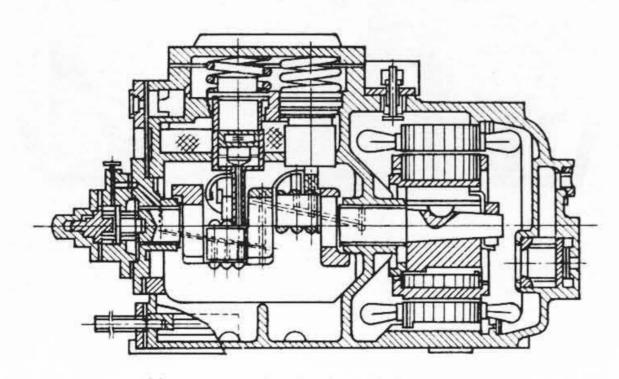
第5図 ユニットクーラ (4)



第6図 ユニットクーラ (5)



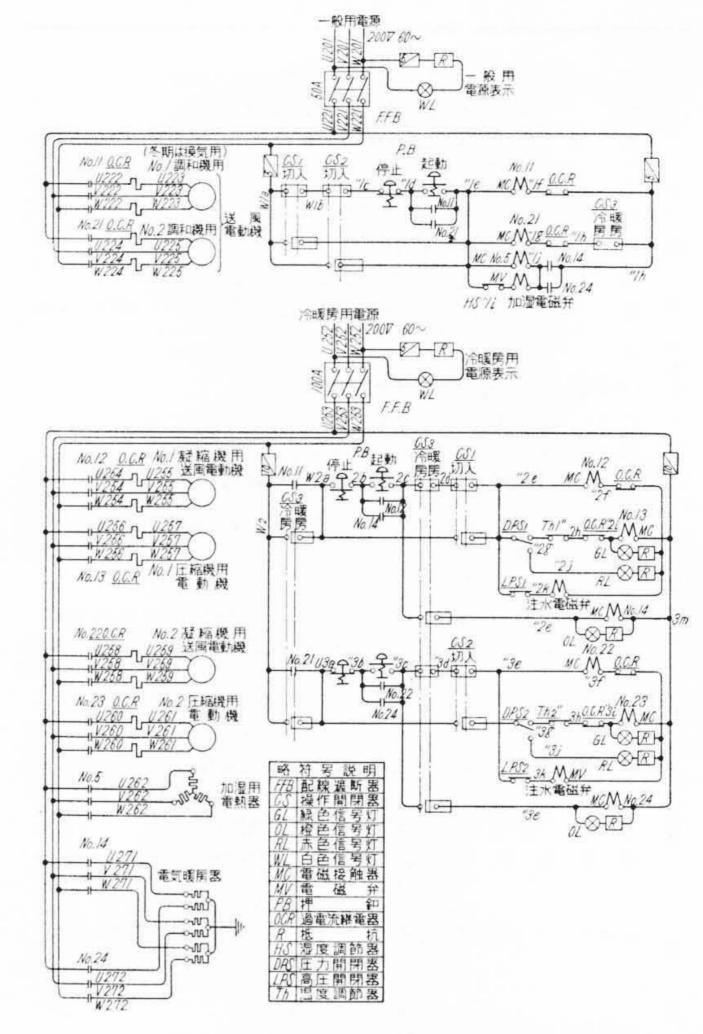
第7図 冷房装置系統図



第8図 密閉形圧縮機断面図

4.2 冷凍サイクル

ユニットクーラの冷媒はフレオン-12(C Cl₂ F₂)を使用し、各機器は厳重な耐圧気密試験がしてある。第7図に冷凍サイクル系統図を示す。すなわち圧縮機で圧縮された高温過熱冷媒ガスは可撓管を通じて凝縮器に入り、凝縮器内で送風機によって吸い込まれた空気で冷却されて凝縮し、レシーバ、ストレーナを通って膨脹弁に達し、ここで絞られて膨脹する。膨脹弁を出た低圧低温度の液状冷媒は蒸発器にはいり、客室よりのリターン空気とフィルタを通して吸い込まれる新鮮外気との混合した空気



第9図 冷暖房装置電気結線図

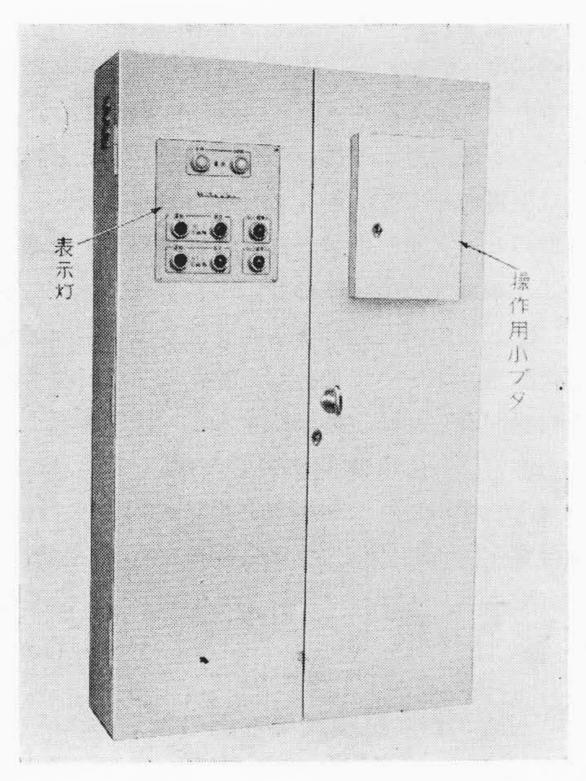
と熱交換してその空気を冷却除湿するが,一方蒸発器内で蒸発した冷媒は,低圧飽和ガスまたは若干の過熱ガスとなり圧縮機に吸入されてサイクルを形成する。第8回は圧縮機の断面を示す。

4.3 電気系統

電源車に設けた 250 kVA のディーゼル発電機 2 台によって発電された電力は一般用電源と冷暖房電源に区分され、一般用電源として 10 kVA の変圧器,冷暖房電源として 20 kVA の変圧器を通じて各車輌に供給される。ユニットクーラの電気結線図(暖房も含む)は第9図でわかるように換気用送風機(蒸発器用送風機)系統は一般用電源,冷房装置系統は冷房暖房電源より受電して車輌の電力消費の不平衡がなるべく少なくなるようにしてある。

4.3.1 配 電 盤

この配電盤は車輌の床上にあって冷暖房運転を兼用できるようにしているから、冷房運転する場合は 第9 図の切換スイッチ CS 3 を冷房の位置に合わせ、調和器用送風機の押ボタンを押すと No. 11, No. 21 の電磁接触器が閉じて No. 1, No. 2 の調和器用送風機の電動機が起動する。続いて No. 1 圧縮機の押ボタンを押すと No. 12, No. 13 の電磁接触器が閉じて No. 1



第10図 配 電

の凝縮器送風機用電動機および圧縮機用電動機が起動 して No. 1 のユニットクーラは運転状態となる。ただ し No. 11, No. 21 の電磁接触器が閉じたときのみ No. 12, No. 13は作動する。 No. 2のユニットクーラも同

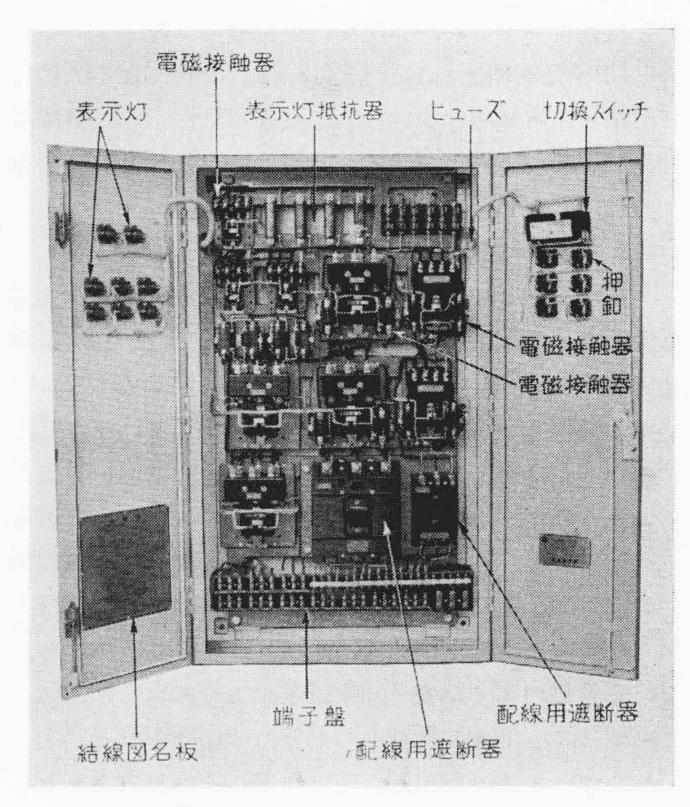
様な方法で操作される。 CS 1, CS 2 の切換スイッチは床下で冷房装置 を操作点検するときに使用する。第 10~11 図 は配電盤の構造を示す。

4.3.2 温度調節器

温度調節器は客室内のリターン空 気吸込口に置かれ室内温度によっ て, 2台のユニットクーラを自動的 に制御する。すなわち No. 1, No. 2 のユニットクーラが運転状態にある とき,室内温度が規定温度(73°F)に 下ると Th 2" が切れて No. 2 のユ ニットクーラは停止し, さらに一定 温度 (69°F) に下ると Th 1" が切 れて No. 1 のユニットクーラも停止 し冷房停止状態となる。次に室内温 度が上昇して 71°Fになると Th 1", 75°Fになると Th 2" がはいり,常 に室内温度を一定に保つように作用 する。

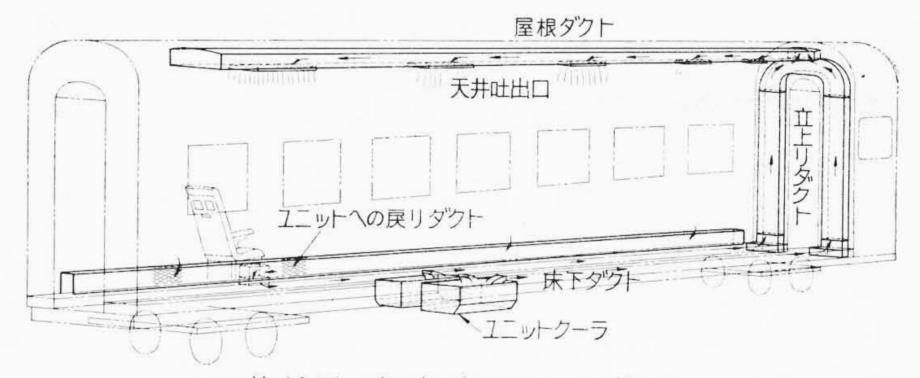
4.3.3 圧力開閉器

圧力開閉器は高低圧圧力開閉器 DPS と注水用圧力開閉器 LPS がユ

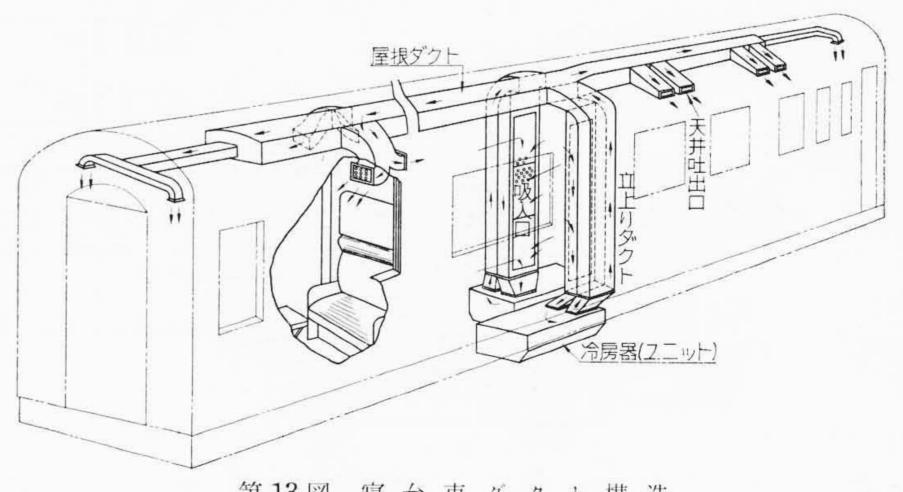


第11図 配 電 盤 内 部

ニット内にある。 DPS は冷凍サイクル高圧側圧力が 異常に高く(15 kg/cm²g)なった場合および低圧側圧 力が異常に低く $(0.5 \text{ kg/cm}^2\text{g})$ なった場合に作動して 圧縮機を停止する。低圧側は 1.5 kg/cm²g 以上になる



第12図 座席車ダクト構造



第13図 寝台車ダクト構造

と自動複帰するが、高圧側は手動複帰になっている。

LPS は凝縮圧力が高く (13.5 kg/cm²g) なると接点が閉じ注水電磁弁を作動して凝縮器に注水して凝縮圧力を下げ、圧力が下がると (11.5 kg/cm²g 以下) 自動的に注水を停止する。

4.3.4 車体との連結, ダクト構造

ユニットクーラは車輌の台枠に取り付けられ客室内とはダクトによって連結されている。その構造は第12 図および第13 図に示す。すなわち座席車の場合は第12 図に示すようにユニットクーラより吐出された調和空気は床下ダクトを通って車端より立ち上り天井で2本のダクトが合って屋根ダクトの吐出口より客室へ送られる。一方ユニットクーラへの戻りは客室腰掛の隅下にある従来の車輌の暖房管被に相当する部分より吸込み床下ダクトを通ってユニットクーラへ戻る。

寝台車の場合は第13図に示すように客室の大体中央部ユニットクーラ真上の部分の仕切壁を厚くして、その中にダクトを入れ、吐出空気がその部分より立ち上り天井ダクトへ行って両側に分岐し、各吐出口より客室へ吐出される。一方もどりは立上りと同じ部分の客室中心側にリターン空気吸込口およびダクトを設けて吸込空気をユニットクーラへもどしている。

寝台車,座席車ともに客室の各吐出口には調節可能 なダンパを設けて,吐出風量が均一になるよう調整で きる。

5. 試 験 装 置

本冷房装置の試験を夏季と同じ状態で行うため恒温恒

湿室を作成した。その構造配置は第14図に示す。すなわち機械室と客室に分け機械室は凝縮器よりダクトで導き出された加熱排風をダンパで適当に調節することにより、その一部は外気へ排出し残りは新鮮空気と混合して適当な温度にして加湿器を通して恒温室へもどし、さらに補助のヒータを温度調節器で自動制御して一定温度を保つことができる。湿度は凝縮器より排出された空気の室内にもどるものと新鮮空気の混合した空気を加湿器内に導き温水スプレーで加湿し、湿度調節器で温水スプレーを自動制御して一定に保持することができる。

一方客室は大体車輌客室の½の容積を有し、ユニット クーラより吐出された調和空気で客室が冷却されるので 車輌の客室熱負荷に相当するヒータを置いて温度調節器 によってユニットクーラへのリターン空気の温度を一定 に保持している。

6. 試験結果とその検討

6.1 測定記録

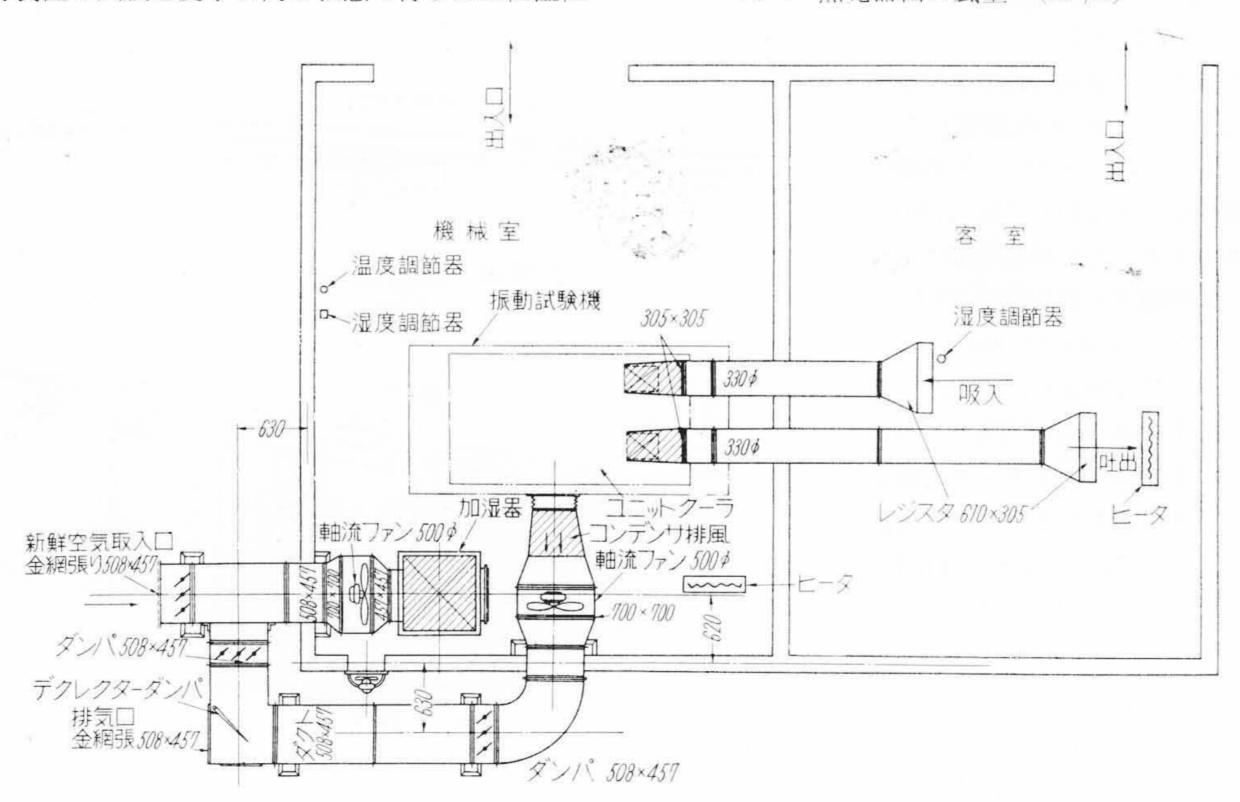
ユニットクーラを恒温恒湿室内で正常運転してから約2時間後の定常状態に達したときの測定した結果の一例を第2表に示す。

6.2 冷却能力, 凝縮器能力

第2表の測定値より冷却能力, 凝縮器の能力を算出してみる

冷却能力 Qokcal/h

 $V_{e''}$: 蒸発器出口風量 (\mathbf{m}^3/\mathbf{h})



第14図 恒 温 恒 湿 室

第2表 ユニットクーラ測定記録

		31 -	- 1				213	1	10 27		
吸	込	圧	力	$3.1 \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{cm}^2 \mathrm{g}}$	冷	凝	縮	器	入	П	89°C
吐	出	圧	力	12.3 g		凝	縮	器ーノ	出入	П	53°C 50°C
	電		圧	210 V	媒	ル膨	シー 脹	- <i>,</i>	· /\		40°C
	周	波	数	€0c/s		蒸	発	器	入	П	15°C
電	01105	。 電動機		20.5A	温	蒸	発	器	中	央	15°C
		後電動機	111111111111111111111111111111111111111	6.10kW	nh-	蒸	発	器	出	П	20°C
	凝縮器	電動機	電流	2.8A	度	IJ	ター	ン	パイ	プ	21°C
気	凝縮器	常電動機	入力	0.856kW			4020	-			-m3/
	蒸発器電動機電流			2.5A	tet	凝	縮	器	吸	込	83.5 min
	蒸発器	常電動機	入力	0.765kW	風	ij	タ		_	ン	18.2 min
	凝縮岩	器吸込	乾球	31.8°C		Bland.		e:	Sales -	<i>I</i>	
Ž.	凝縮岩	器吸込	湿球	27.0°C	JEL.	新	魚		空	気	17.25 min
ř	凝縮	器吐出	乾球	45.0°C	量	蒸	発 器 『	吐	111	33.2 ^{m3} /	
हित्	リタ	ーン耳	艺 球	27.7°C		7111	-				min
	リタ	ーン	显球	22.3°C							
温	新鮮	空気草	宽 球	31.8°C							
	新鮮	空気	显球	27.0°C							
度	蒸発	器出口	乾球	19.9°C							
	蒸発	器出口	湿球	18.6°C							

第3表 冷却能力, 凝縮器能力

冷	却	能	カ	Qe	13,320kcal/h
凝	縮	熱	量	Qe	18,700kcal/h

 v_{s}'' : 蒸発器出口空気比容積 (m^3/kg)

 i_e ": 蒸発器出口空気エンタルピー (kcal/kg)

ie': 蒸発器入口空気エンタルピー (kcal/kg)

凝縮熱量 Qc kcal/h

$$Q_c = \frac{V_{c'}}{v_{c'}} (i_{c''} - i_{c'})$$
(2)

 V_c' : 凝縮器入口風量 (m^3/h)

ve': 凝縮器入口空気比容積

 (m^3/kg)

ic': 凝縮器入口空気エンタ

ルピー (kcal/kg)

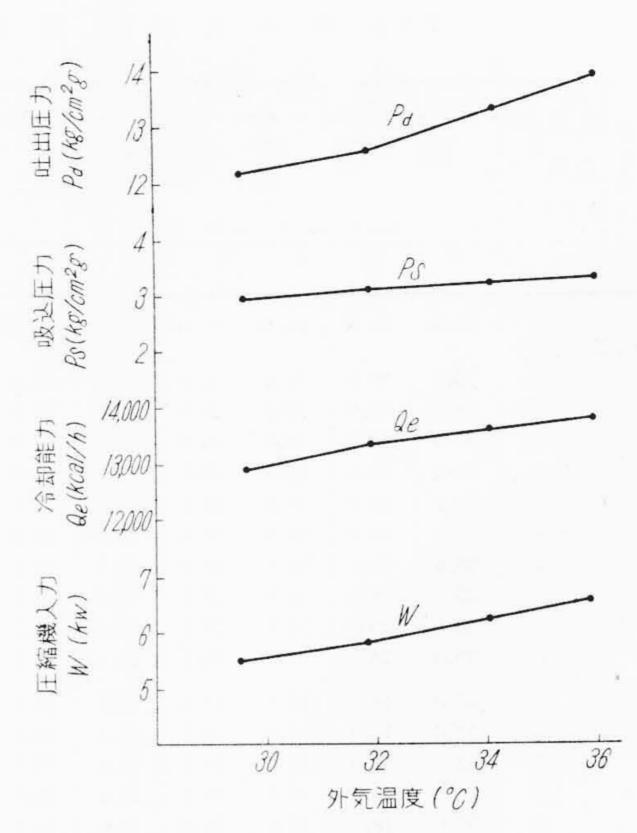
ic": 凝縮器出口空気エンタ

ルピー (kcal/kg)

(1),(2)に測定値を代入して得た値を第3表に示す。ただしこの冷却容量は実際の冷凍サイクル冷却容量より蒸発器用送風機の電動機発生熱量を差引いたものであり、また凝縮熱量は実際の凝縮熱量に凝縮器用送風機の電動機および圧縮機シリンダの発生熱量を加味したものである。

6.3 外気温度の影響

外気温度の変化に対する吸込圧力, 吐出圧力, 冷却容量, 圧縮機入力の変化を示したものが第15図である。

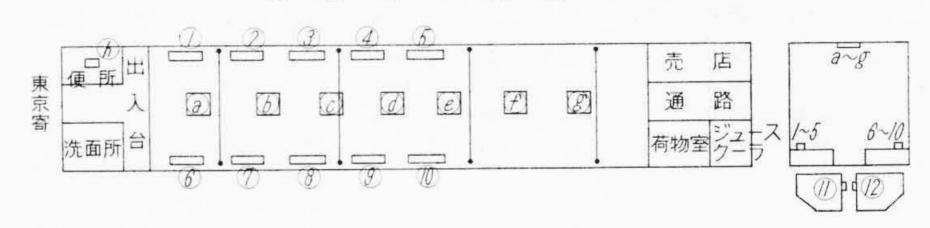


第15図 外気温度変化に対するユニットクー ラの性能変化

6.4 現車試験

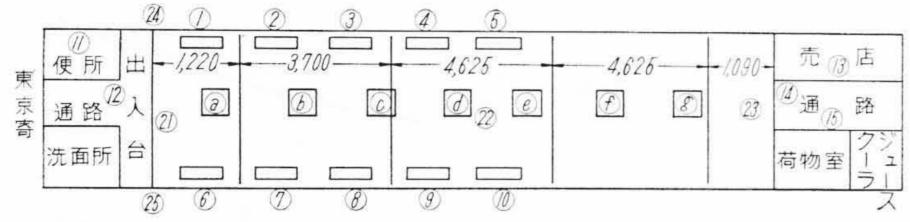
ユニットクーラを「あさかぜ」三等車に2台装備して 正常運転した場合の各部の風量,温度を測定した結果を 第4,5表に示す。この際ユニットクーラは新鮮外気取 入口を全開し、また室内には乗客発散熱の代りに100W

第4表 現 車 試 験 風 量



区 分	測定箇所	部 位	風量 (m³/min)	区分	測定箇所	部位	風量 (m³/min)
	客	(a)	8.67			1	1.39
	行	(P)	8.50			(2)	1.69
	室	©	9.01		客	(3)	2.53
		a	9.05		室	4	3.84
吐	天	e	9.77	吸	ij	(5)	6.55
		(f)	9.17		g	(6)	1.34
	井	g	9.88		1	7	1.55
		小計	64.05		· ·	(8)	3.03
	便 所		4 20		•	9	4.09
		(h)	4.28			10	6.71
			4.28			小計	32.69
出				込		(11)	14.07
					ユニット	(12)	14.47
					吸 込	小計	28.54
	合 計		68.33		合 計		61.23

第5表 現 車 試 験 各 部 温 度



		測定時間	時 8-50	9-00	9—10	9—20	9—30	9—40	9—50	10-00	10—1
則分	定箇別	į \	0 00	3 00	3 10	3 20	9-30	9—40	9-30	10-00	10-1
		1	28.5	26.5	24.5	23.8	23.0	22.8	22.2	22.5	23.0
33		2	28.5	26.0	24.0	23.5	22.5	22.5	22.1	22.5	23.0
	y	(3)	28.5	26.5	24.5	23.8	23.5	23.3	23.2	23.5	23.8
5		4	28.5	26.5	25.0	23.8	23.5	23.0	23.2	23.8	24.0
夕		(5)	29.0	26.0	24.5	23.8	23.5	23.2	22.8	23.8	24.0
	,	(6)	29.0	26.0	24.0	23.5	22.8	23.0	22.5	23.8	24.0
	k	1	28.0	25.0	23.8	23.0	22.5	22.5	22.3	23.0	23.5
		(8)	28.5	25.5	24.0	23.0	22.5	22.5	22.3	23.0	23.0
ν	9	28.5	26.0	24.3	23.3	23.5	23.0	22.3	23.5	24.0	
		10	29.0	26.0	24.5	23.5	23.5	23.3	22.3	24.0	24.0
5	天	(a)	31.0	18.5	17.5	17.0	16.3	16.2	16.2	16.5	17.0
		(b)	32.0	19.0	17.0	16.8	16.3	16.0	16.0	16.7	17.0
井		©	32.0	18.0	17.0	16.0	15.8	15.7	15.8	16.0	16.5
吐		(1)	32.0	17.5	16.8	16.2	16.0	16.0	15.6	16.4	16.5
出		e	32.0	18.0	16.0	15.0	15.0	14.9	14.8	15.0	15.0
		①	32.5	17.0	16.2	15.5	15.3	15.0	15.0	15.0	15.5
	1	Ø	32.0	17.2	17.0	16.5	16.0	15.3	15.3	16.0	16.0
便	所	(11)	28.0	20.4	19.9	19.0	18.9	18.9	18.9	19.5	20.0
通	路	(12)	30.5	27.0	27.3	27.3	27.3	27.5	28.0	29.0	30.0
売	店	13)	25.5	25.5	25.5	26.0	26.0	26.0	26.0	26.5	27.0
ेंद्र	路	(14)	25.0	25.0	25.0	25.5	26.0	26.0	25.5	26.0	26.0
μ	. ш	(15)	25.0	25.0	25.0	26.0	26.0	26.0	26.0	27.0	27.0
	artar	21)-乾	32.0	27.5	26.5	25.0	23.5	24.0	23.5	23.5	24.0
	室	21-湿	27.0	22.0	20.5	20.0	19.0	19.0	18.5	18.8	19.0
Ź		23-乾	33.0	27.0	25.5	25.0	24.5	24.0	24.5	24.8	25.0
		22-湿	26.0	20.5	19.0	19.0	18.5	18.0	18.0	17.5	18.0
昆	内	②-乾	31.0	28.0	26.8	25.0	24.5	25.0	24.5	25.0	25.0
IR.		23-湿	26.0	22.0	20.8	19.5	19.0	19.0	18.5	19.0	19.0
	外	24)-乾	25.0	1	26.8	26.3	26.0	26.0	26.2	27.3	27.8
it		24-湿	23.5		22.8	22.8	23.1	23.2	23.1	23.3	23.5
	=	②5-乾	25.0		25.5	26.1	26.1	26.0	26.8	29.0	29.5
	気	②5-湿	23.0		23.0	22.8	22.5	23.0	23.0	24.0	26.4

白熱電灯60個点灯して熱負荷をかけた。

第5表よりわかるようにユニットクーラを運転しはじめてから約40~50分後に客室内温度が大体平衡状態に達している。このときの空気の状態を示したものが第16図である。この状態より試験時の車輌の熱負荷を分析してみると大体次のようになっていると推察される。

ただし 第16 図 および上記冷房負荷にはダクトよりの 熱損失,ユニットクーラ内の蒸発器送風機用電動機の発 生熱量は含まれていないから実際の総冷房負荷はこれよ り多くなると考えられる。

6.5 検 討

(1) 冷房容量, 凝縮熱量について 第1表の値をモリエル線図で表わ したものが 第17 図 である。

 P_d : 凝縮器凝縮圧力 $12.3 \text{kg/cm}^2 \text{g}$ P_s : 蒸発器蒸発圧力 $3.1 \text{kg/cm}^2 \text{g}$

vs:圧縮機気筒入口冷媒ガス比容積0.049m³/kg

t₁: 膨脹弁入口冷媒液温度 46°C

t2: 蒸発器出口冷媒ガス温度20°C

t₃: 圧縮機気筒入口冷媒ガス温度 30℃

ta: 圧縮機吐出冷媒ガス温度87°C

V: 圧縮機押除け量 31 m³/h

η_v: 容積効率 71%

7c: 圧縮機総括効率 60%

7_m: 圧縮機用電動機効率 85% これらより冷房容量, 凝縮熱量, 圧縮機用電動機出入入力を求めると次のようになる。

冷媒循環量 $G = \frac{V \times \gamma_v}{1} = 448 \text{ kg/h}$

冷房容量 $Q_e = G(i_2 - i_1)$ = 13,600 kcal/h

凝縮熱量 $Q_c = G(i_4 - i_1)$

 $=16,900 \, \text{kcal/h}$

圧縮機用電動機出力 HP

$$= \frac{(i_4 - i_3) G}{642 \times \eta_c} = 5.3 \text{ kW } (7.1 \text{HP})$$

圧縮機用電動機入力 HP1

$$= \frac{\mathrm{HP} \times 0.746}{\eta_m} = 6.2 \; \mathrm{kW}$$

ただし圧縮機容積効率, 圧縮効率,

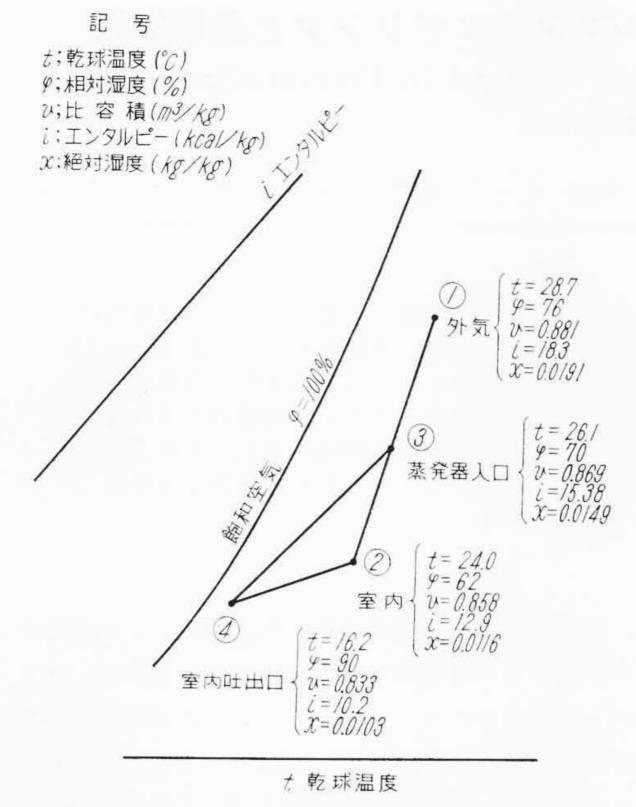
圧縮機用電動機効率は予備実験の値を採用し,また圧 縮機の冷媒圧縮は断熱圧縮を行っているものとした。

上記冷房容量が第2表の冷房容量より大きくなる原因は第2表の冷房容量は蒸発器用送風機を冷却する熱量を除いた値となるためと考えられる。また上記凝縮熱量が第2表の凝縮熱量より小さくなっているのは,

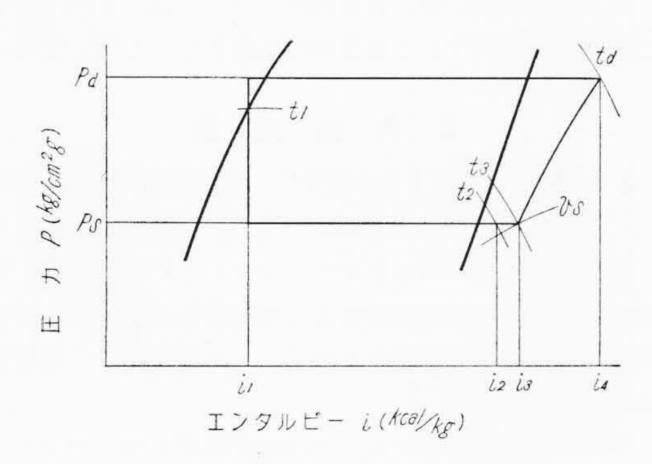
第2表の凝縮熱量は冷房容量の場合とは逆に凝縮器用 送風機の電動機および圧縮機シリンダの放熱量が加算 されているためと考えられる。

(2) 凝縮器について

凝縮圧力は外気温度 32°C, 相対湿度 80% の場合に 12.3 kg/cm²g程度となり, 仕様より若干高くなった。 第 15 図 から判明するように外気温度が 35~36°Cとな



第 16 図 現車試験空気状態図



第17図 試験結果のモリエル線図

ると凝縮圧力が 13.5 kg/cm²g 程度となり、凝縮器に 注水されることになるが圧縮機の保守上、また冷却水 の節約から、われわれは凝縮圧力をできるだけ下げる ため凝縮器の熱伝達係数を高める方法、または伝熱量 を多くする方法を実験で具体的に出す予定である。

(3) 蒸発器について

- (a) 蒸発器に使用した冷媒各通路の銅管コイルの 圧力損失に大分差があると冷房能力が減ずる。本蒸発 器はスペースの関係からどうしても銅管コイルの圧力 損失を完全に一様にすることは困難であるが銅管サイ ズおよびパスの方法を研究してできるだけ一様にする 必要がある。
- (b) 蒸発器の構造および客室リターン空気,新鮮空気取入口の位置の関係から,蒸発器を通過する空気

は蒸発器全面を一様にすることは困難である。このため蒸発器の能力は若干減ずることになる。

(4) 現車試験について

- (a) 風量の測定はアネモメータを使用したので多少の誤差はあるが、客室へ吐出した風量とリターン風量の差は自然に車体より外気に出ているとみなされる。したがって新鮮空気を入れるため強制的に室内空気を吐出させるということは考えなかった。
- (b) 現車試験の際ユニットクーラの各部温度は測定器具の関係で詳細に測定できなかったが車体熱負荷より算出してみて規定の冷房容量はあると推定される。

7. 結 言

- (1) 密閉式圧縮機を使用したため軸封部がなくなり, 従来事故の最大原因であった車輌走行振動による軸封部よりの冷媒ガス洩れがなくなったのは本装置の利点の一つである。
- (2) 冷房装置全体を1個のキャビネット内に収めた セルフコンテント式としたため、小形軽量で取扱い保守 点検も容易となり車輌用としては好適なものである。
- (3) 本ユニットクーラは単独試験,現車試験の結果より仕様の主要要目である冷房容量,圧縮機用電動機容量は十分満足していると考えられる。
- (4) 車輌では水の使用に制限があるので空冷凝縮器を使用せざるを得ないが、床下温度の上昇、走行による風圧の影響、異物塵埃の付きやすいことなどを考慮した場合凝縮面積は相当大きく取るべきである。
- (5) 現在はユニットクーラ内に新鮮空気取入用としてはカッパーウール製,循環空気用としてはサラン製のフィルタを使用しているが,煤煙を完全に除去することは困難なようで,この問題を解決することが今後与えられた課題の一つである。
- (6) 温度調節器は現在客室内リターン空気取入口に埋め込んで使用しているが、第5表現車試験各部温度を見てもわかるように、リターン空気の温度と室内で感じる温度では多いところでは室内の方が $2\sim3$ °C高く感じるようである。したがって温度調節器の調整点に考慮を加えるか、または温度調節器の位置を適当に選ぶべきである。

終りにのぞみ本冷房装置の製作にあたって種々御指導 賜わった日本国有鉄道臨時車輌設計事務所,橋本次長, 石黒主任技師,森川技師,小笠原技師,鉄道技術研究所 長谷川技師に深甚なる謝意を表す。

参考文献

(1) A. S. H. V. E. Guide 1956 p. 126